

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-082719

(43)Date of publication of application : 26.03.1999

(51)Int.Cl.

F16H 61/06
 // F16H 59/48
 F16H 59:42
 F16H 59:44
 F16H 59:68

(21)Application number : 09-250041

(71)Applicant : MAZDA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 29.08.1997

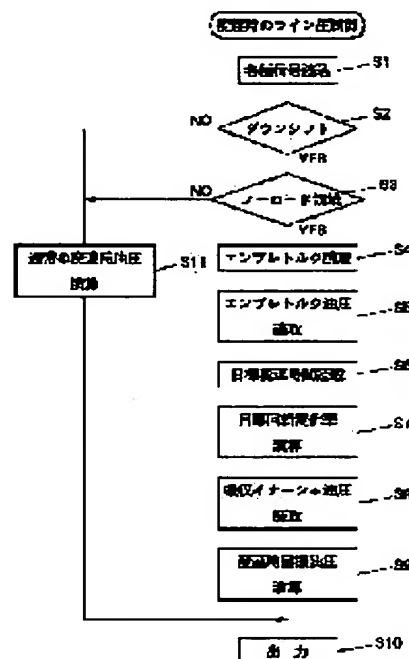
(72)Inventor : KURIYAMA MINORU

(54) CONTROL DEVICE FOR AUTOMATIC TRANSMISSION

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To properly control the operational pressure at the time of back starting by setting the aiming hydraulic pressure at the time of transmission based on the inertia hydraulic pressure and the torque hydraulic pressure of back driving of an engine.

SOLUTION: When the driving state (S1) of an automobile belongs to a no-load region (S3), the engine rotational frequency and the water temperature of the engine at the moment are applied to a map of a back driving torque (engine brake torque) of an engine and the engine brake torque is read out (S4). Further, the engine brake torque hydraulic pressure is read out of the obtained value (S5). Further, the aiming speed change time is read out based on the turbine rotational frequency at the time of transmission judgment (S6). After that, the aiming rotational frequency change ratio is computed (S7) and the absorbed inertia hydraulic pressure is read out (S8). The aiming hydraulic pressure (operational pressure) at the time of transmission is computed from the engine torque hydraulic pressure and the inertia hydraulic pressure and a signal is transmitted (S9). Consequently, the operational pressure at the time of transmission in the back driving state can properly be set.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision
of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平11-82719

(43)公開日 平成11年(1999) 3月26日

(51)Int.Cl.⁶

識別記号

F I

F 1 6 H 61/06

F 1 6 H 61/06

// F 1 6 H 59/48

F 1 6 H 59/48

F 1 6 H 59:42

59:44

59:68

審査請求 未請求 請求項の数 3 F D (全 11 頁)

(21)出願番号 特願平9-250041

(71)出願人 000003137

マツダ株式会社

広島県安芸郡府中町新地3番1号

(22)出願日 平成9年(1997) 8月29日

(72)発明者 栗山 実

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ

株式会社内

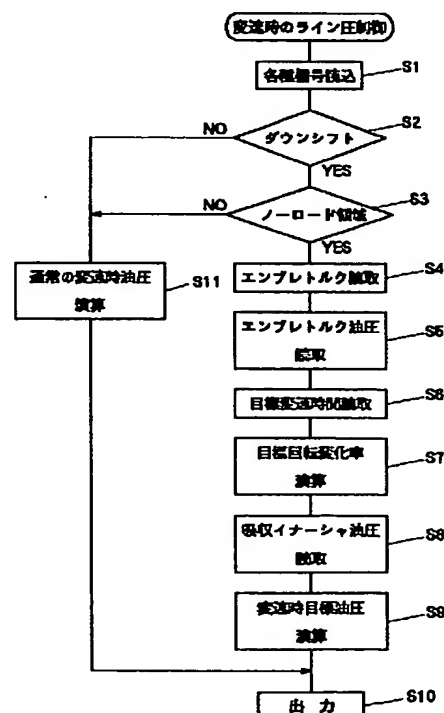
(74)代理人 弁理士 福岡 正明

(54)【発明の名称】 自動変速機の制御装置

(57)【要約】

【課題】 作動油の給排により締結状態が変更されて、エンジンと駆動輪との間に介設された変速機構の動力伝達経路を切り換える摩擦締結要素を有する自動変速機において、摩擦締結要素に供給する変速時の作動圧を逆駆動時においても適切に制御することを課題とする。

【解決手段】 当該自動車の走行状態が逆駆動状態のときに、エンジン回転数とエンジン水温とからエンブレトルクを推定し、このエンブレトルクと変速判定時点における初期タービン回転数とから目標変速時間を設定する。そして、この目標変速時間と変速判定時のタービン回転数の回転変化量とから、タービン回転数の目標回転変化率を演算し、この目標回転変化率に基づいてイナーシャ油圧を設定する。また、上記エンブレトルクに基づいてエンブレトルク油圧を設定し、このエンブレトルク油圧と上記イナーシャ油圧とから目標油圧を設定する。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 作動油の給排により締結状態が変更されて、エンジンと駆動輪との間に介設された変速機構の動力伝達経路を切り換える油圧作動式の摩擦締結要素を有する自動変速機の制御装置であって、当該自動車の走行状態を検出する走行状態検出手段と、該検出手段で検出された走行状態に基づいて当該自動車がエンジン出力で駆動される正駆動状態か慣性力で走行する逆駆動状態かを判定する駆動状態判定手段と、上記摩擦締結要素に供給される作動圧を調整する作動圧調整手段と、上記駆動状態判定手段で判定された当該自動車の変速判定時における駆動状態が逆駆動状態のときに、エンジン回転数とエンジンの冷却水温度とに基づいてエンジンの逆駆動トルクを推定するエンジン逆駆動トルク推定手段と、該推定手段で推定されたエンジンの逆駆動トルクと変速判定時における変速機構の入力側回転数とに基づいて目標変速時間を設定する目標変速時間設定手段と、該設定手段で設定された目標変速時間と当該変速時における上記変速機構の入力側回転数の変化量とから入力側回転数の目標回転変化率を演算して、その目標回転変化率に基づいてイナーシャ油圧を設定するイナーシャ油圧設定手段と、上記エンジン逆駆動トルク推定手段で推定されたエンジンの逆駆動トルクに応じてエンジン逆駆動トルク油圧を設定するエンジン逆駆動トルク油圧設定手段と、上記摩擦締結要素が変速動作に関与する変速時において、上記イナーシャ油圧とエンジン逆駆動トルク油圧とに基づいて変速時における目標油圧を設定する目標油圧設定手段とが備えられていることを特徴とする自動変速機の制御装置。

【請求項 2】 作動油の給排により締結状態が変更されて、エンジンと駆動輪との間に介設された変速機構の動力伝達経路を切り換える油圧作動式の摩擦締結要素を有する自動変速機の制御装置であって、当該自動車の走行状態を検出する走行状態検出手段と、該検出手段で検出された走行状態に基づいて当該自動車がエンジン出力で駆動される正駆動状態か慣性力で走行する逆駆動状態かを判定する駆動状態判定手段と、上記摩擦締結要素に供給する作動圧を調整する作動圧調整手段と、エンジン回転数とエンジンの冷却水温度とに基づいてエンジンの逆駆動トルクを推定するエンジン逆駆動トルク推定手段と、変速判定時に目標変速時間を設定する目標変速時間設定手段と、該設定手段で設定された目標変速時間と変速時における上記変速機構の入力側回転数の変化量とから入力側回転数の目標回転変化率を演算して、その目標回転変化率に基づいてイナーシャ油圧を設定するイナーシャ油圧設定手段と、上記目標回転変化率と変速機構への入力トルクとから変速時目標トルクを演算して、その目標トルクに基づいて入力トルク油圧を設定する入力油圧設定手段と、上記エンジン逆駆動トルク推定手段で推定されたエンジンの逆駆動トルクに応じてエンジン逆駆

動トルク油圧を設定するエンジン逆駆動トルク油圧設定手段と、変速時における目標油圧を設定する目標油圧設定手段とが備えられ、かつ上記摩擦締結要素が変速動作に関与する変速時において、上記駆動状態判定手段で判定された当該自動車の駆動状態が正駆動状態のときには、上記目標変速時間設定手段は、変速時の入力側回転数の変化量と変速機構への入力トルクとに基づいて目標変速時間を算出し、かつ目標油圧設定手段が、上記イナーシャ油圧と入力トルク油圧とに基づいて目標油圧を設定する一方、当該自動車の駆動状態が逆駆動状態のときには、上記目標変速時間設定手段は、変速判定時における変速機構の入力側回転数とエンジンの逆駆動トルクとに基づいて目標変速時間を算出し、かつ目標油圧設定手段が、上記イナーシャ油圧とエンジン逆駆動トルク油圧とに基づいて目標油圧を設定することを特徴とする自動変速機の制御装置。

【請求項 3】 上記目標変速時間設定手段は、エンジンの逆駆動トルクが大きいほど変速時間が長くなるように目標変速時間を設定するように構成されていることを特徴とする請求項 1 または請求項 2 のいずれかに記載の自動変速機の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 この発明は自動変速機の制御装置、特に変速動作に関与する摩擦締結要素に供給する作動圧を変速時に制御するようにしたものに関する。

【0002】

【従来の技術】 自動車などに搭載される自動変速機は、エンジン出力が入力されるトルクコンバータと、該コンバータの出力によって駆動される変速機構とを組み合わせ、この変速機構の動力伝達経路をクラッチやブレーキなどの複数の摩擦締結要素の選択的作動により切り換えて、運転者の要求や運転状態に応じて所定の変速段へ自動的に変速させるように構成したもので、この種の自動変速機においては、上記摩擦締結要素に対する作動圧を生成する油圧制御回路が備えられる。その場合に、この油圧制御回路によって生成される作動圧が、摩擦締結要素への入力トルクに対して低すぎると、該摩擦締結要素のトルク容量が不足して所要のトルクを確実に伝達できないことになる。逆に、作動圧が高すぎると、例えばオイルポンプを駆動するためのトルクが必要以上に大きくなってエンジン出力が徒に消費されることになり、燃費性能を悪化させることになる。

【0003】 これに対しては、一般には、摩擦締結要素への入力トルクがエンジンの出力トルクに対応することに着目して、例えばエンジンの出力トルクを制御するスロットルバルブの開度に応じて作動圧を調整することにより、該作動圧を摩擦締結要素の入力トルクに対応させることが行われる。

【0004】 ところで、変速時においては、車速が殆ど

変化しないことから、目標ギヤ比を実現するために変速機構の入力側回転数（タービン回転数）が変化する。この場合、例えば入力側回転数が低下するシフトアップ変速時においては、変速動作に関与する摩擦締結要素の受持トルクが、回転低下のために要求されるイナーシャトルクの分だけ増大することになる。また、入力側回転数が上昇するシフトダウン変速時においては、イナーシャトルクの分だけ当該摩擦締結要素の受持トルクが減少することになる。

【0005】したがって、変速機構への入力トルクに基づいて作動圧を設定するだけでは、変速時における最適な作動圧が得られないことになり、摩擦締結要素の要求油圧に対して作動圧が適切に対応せず、例えば作動圧が要求油圧に対して相対的に高すぎることにより、変速時間が短くなりすぎて不快な変速ショックを生じたり、作動圧が要求油圧に対して相対的に低すぎることにより、変速時間が長くなりすぎて変速フィーリングを悪化させることが懸念される。

【0006】このような問題に対しては、例えば特開平 7-139619号公報に開示されているように、変速時における摩擦締結要素に対する作動圧を、一定時間で変速動作が開始、終了するように、変速機構への入力トルクと変速時における変速機構の回転変化に起因するイナーシャトルクとを考慮して設定することが考えられている。これは、変速時においては、エンジン回転数が変速機構の出力回転数に対応した回転数となるように増減速されることに着目したもので、これによれば過度の変速ショックを生じさせることなく短時間の間に変速動作を完了させることが期待される。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】上記公報に記載されているように、摩擦締結要素に対する変速時における作動圧を変速機構への入力トルクとイナーシャトルクとを考慮して設定するようにしたものにおいても、当該自動車は慣性力で走行する逆駆動状態での変速時に次のような問題が発生する。

【0008】すなわち、当該自動車の逆駆動状態においては、いわば駆動輪がエンジンを駆動することになる。したがって、例えばエンジンブレーキを作動させるためにシフトダウンを行なったとすると、エンジンの抵抗に逆らってエンジン回転数を変速後の回転数（同期回転数）にまで上昇させなければならないことから、エンジンの逆駆動トルクを考慮する必要がある。その場合に、エンジンの逆駆動トルクは、エンジンの仕様やエンジン回転数、冷却水温度などに大きく依存することになる。

【0009】しかしながら、従来においては、逆駆動状態における変速時の作動圧を設定するに際して、逆駆動トルクを一義的に規定して設定するようになっていた。したがって、例えば抵抗の少ないエンジンに対応させて変速時の作動圧をチューニングしていた場合に、ディー

ゼルエンジンのように抵抗の大きいエンジンに載せ換えたとすると、変速時に摩擦締結要素に供給される作動圧が相対的に低くなり、それに伴って該摩擦締結要素の変速時におけるトルク容量が不足して変速時間が長くなって変速フィーリングを悪化させることになる。

【0010】特に、変速時における作動圧を棚圧と称する中間圧に制御する場合には、通常時の作動圧へ移行させる際に、エンジン回転数が同期回転数に完全に収束する前に摩擦締結要素が完全締結されることになって大きな変速ショックが発生することになる。

【0011】この発明は、逆駆動状態での変速時における上記の問題に対処するもので、摩擦締結要素に供給する変速時の作動圧を逆駆動時においても適切に制御することを課題とする。

【0012】

【課題を解決するための手段】この発明は、上記課題を解決するために次のように構成したことを特徴とする。

【0013】すなわち、請求項 1 に記載の発明（以下、「第 1 発明」という）は、作動油の給排により締結状態が変更されて、エンジンと駆動輪との間に介設された変速機構の動力伝達経路を切り換える油圧作動式の摩擦締結要素を有する自動変速機の制御装置において、当該自動車の走行状態を検出する走行状態検出手段と、該検出手段で検出された走行状態に基づいて当該自動車がエンジン出力で駆動される正駆動状態か慣性力で走行する逆駆動状態かを判定する駆動状態判定手段と、上記摩擦締結要素に供給される作動圧を調整する作動圧調整手段と、上記駆動状態判定手段で判定された当該自動車の変速判定時における駆動状態が逆駆動状態のときに、エンジン回転数とエンジンの冷却水温度とに基づいてエンジンの逆駆動トルクを推定するエンジン逆駆動トルク推定手段と、該推定手段で推定されたエンジンの逆駆動トルクと変速判定時における変速機構の入力側回転数とに基づいて目標変速時間を設定する目標変速時間設定手段と、該設定手段で設定された目標変速時間と当該変速時における上記変速機構の入力側回転数の変化量とから入力側回転数の目標回転変化率を演算して、その目標回転変化率に基づいてイナーシャ油圧を設定するイナーシャ油圧設定手段と、上記エンジン逆駆動トルク推定手段で推定されたエンジンの逆駆動トルクに応じてエンジン逆駆動トルク油圧を設定するエンジン逆駆動トルク油圧設定手段と、上記摩擦締結要素が変速動作に関与する変速時において、上記イナーシャ油圧とエンジン逆駆動トルク油圧とに基づいて変速時における目標油圧を設定する目標油圧設定手段とを備えたことを特徴とする。

【0014】また、請求項 2 に記載の発明（以下、「第 2 発明」という）は、作動油の給排により締結状態が変更されて、エンジンと駆動輪との間に介設された変速機構の動力伝達経路を切り換える油圧作動式の摩擦締結要素を有する自動変速機の制御装置において、当該自動車

の走行状態を検出する走行状態検出手段と、該検出手段で検出された走行状態に基づいて当該自動車がエンジン出力で駆動される正駆動状態か慣性力で走行する逆駆動状態かを判定する駆動状態判定手段と、上記摩擦締結要素に供給する作動圧を調整する作動圧調整手段と、エンジン回転数とエンジンの冷却水温度とに基づいてエンジンの逆駆動トルクを推定するエンジン逆駆動トルク推定手段と、変速判定時に目標変速時間を設定する目標変速時間設定手段と、該設定手段で設定された目標変速時間と変速時における上記変速機構の入力側回転数の変化量とから入力側回転数の目標回転変化率を演算して、その目標回転変化率に基づいてイナーシャ油圧を設定するイナーシャ油圧設定手段と、上記目標回転変化率と変速機構への入力トルクとから変速時目標トルクを演算して、その目標トルクに基づいて入力トルク油圧を設定する入力油圧設定手段と、上記エンジン逆駆動トルク推定手段で推定されたエンジンの逆駆動トルクに応じてエンジン逆駆動トルク油圧を設定するエンジン逆駆動トルク油圧設定手段と、変速時における目標油圧を設定する目標油圧設定手段とが備えられ、かつ上記摩擦締結要素が変速動作に関与する変速時において、上記駆動状態判定手段で判定された当該自動車の駆動状態が正駆動状態のときには、上記目標変速時間設定手段は、変速時の入力側回転数の変化量と変速機構への入力トルクとに基づいて目標変速時間を算出し、かつ目標油圧設定手段が、上記イナーシャ油圧と入力トルク油圧とに基づいて目標油圧を設定する一方、当該自動車の駆動状態が逆駆動状態のときには、上記目標変速時間設定手段は、変速判定時における変速機構の入力側回転数とエンジンの逆駆動トルクとに基づいて目標変速時間を算出し、かつ目標油圧設定手段が、上記イナーシャ油圧とエンジン逆駆動トルク油圧とに基づいて目標油圧を設定することを特徴とする。

【0015】そして、請求項3に記載の発明（以下、「第3発明」という）は、上記第1、第2発明において、目標変速時間設定手段を、エンジンの逆駆動トルクが大きいほど変速時間が長くなるように目標変速時間を設定するように構成したことを特徴とする。

【0016】上記の構成によれば次のような作用が得られる。

【0017】すなわち、第1、第2発明のいずれにおいても、当該自動車の走行状態が逆駆動状態のときには、エンジン回転数とエンジンの冷却水温度とに基づいてエンジンの逆駆動トルクを推定し、その逆駆動トルクと変速判定時における変速機構の入力側回転数とに基づいて目標変速時間を設定して、該目標変速時間と変速判定時の変速機構の入力側回転数の変化量とから入力側回転数の目標回転変化率を演算して、その目標回転変化率に基づいてイナーシャ油圧を設定する一方、上記エンジン逆駆動トルクに応じてエンジン逆駆動トルク油圧を設定して、そのエンジン逆駆動トルク油圧と上記イナーシャ油

圧とに基づいて当該摩擦締結要素に供給する目標油圧を設定するようにしているので、逆駆動状態における変速時の作動圧が適切に設定されることになって、シフトダウン変速時に作動圧が相対的に低すぎることによる変速時間の長時間化が回避され、これにより変速フィーリングの悪化が防止されることになる。

【0018】特に第2発明によれば、当該自動車の走行状態が正駆動状態のときには、変速時の変速機構の入力側回転数の変化量と変速機構への入力トルクとに基づいて目標変速時間を設定して、該目標変速時間と変速機構の入力側回転数の変化量とから算出した入力側回転数の目標回転変化率に基づいてイナーシャ油圧を設定するとともに、上記目標回転変化率と変速機構への入力トルクとから算出した変速時目標トルクに基づいて入力トルク油圧を設定して、その入力トルク油圧とイナーシャ油圧とに基づいて当該摩擦締結要素に供給する目標油圧を設定するようにしているので、この場合においても変速時の作動圧が適切に設定されることになる。

【0019】そして、第3発明によれば、エンジンの逆駆動トルクが大きいほど変速時間が長くなるように目標変速時間を設定するようにしているので、エンジンの逆駆動トルクが効果的に吸収されることになる。

【0020】なお、逆駆動状態におけるシフトアップ変速時においても、エンジンの逆駆動トルクとイナーシャトルクとを考慮して摩擦締結要素に供給する作動圧を設定するようにしているので、変速時に作動圧が相対的に高すぎることによる変速ショックも回避されることになる。

【0021】

【発明の実施の形態】図1に示すように、本発明が適用される自動車1は、左右の前輪2a、2bが駆動輪とされているとともに、エンジン3の出力トルクが自動変速機4から差動装置5及び左右の駆動軸6a、6bを介して前輪2a、2bに伝達されるようになっている。エンジン3には、各気筒ごとに点火プラグ7…7が設けられている。

【0022】一方、上記自動変速機4は、図2にも示すように、エンジン3の出力軸8に連結されたトルクコンバータ20と、その出力トルク（タービントルク）が入力される変速機構30と、該機構30の動力伝達経路を切り換えるクラッチやブレーキなどの複数の摩擦締結要素41～46及びワンウェイクラッチ51、52と、上記摩擦締結要素41～46に選択的にライン圧を供給することにより上記変速機構30の変速比（変速段）を切り換える油圧制御ユニット60とを有し、これらにより走行レンジとしてのD、S、L、Rの各レンジと、Dレンジでの1～4速、Sレンジでの1～3速、Lレンジでの1～2速が得られるようになっている。

【0023】上記トルクコンバータ20は、エンジン出力軸8に連結されたケース21内に固設されたポンプ2

2と、該ポンプ22に対向状に配置されて該ポンプ22により作動油を介して駆動されるタービン23と、該ポンプ22とタービン23との間に介設されるとともに変速機ケース9にワンウェイクラッチ24を介して支持されてトルク増大作用を行うステータ25と、上記ケース21とタービン23との間に設けられ、該ケース21を介してエンジン出力軸8とタービン23とを直結するロックアップクラッチ26とで構成されている。そして、上記タービン23の回転がタービンシャフト27を介して変速機構30側に出力されるようになっている。ここで、上記エンジン出力軸8にはタービンシャフト27内を貫通するポンプシャフト10が連結され、該シャフト10により変速機4の反エンジン側端部に備えられたオイルポンプ11が駆動されるようになっている。

【0024】一方、上記変速機構30はラビニョ型プランetaryギヤ装置で構成され、上記タービンシャフト27上に遊嵌合された小径のsmallサンギヤ31と、該サンギヤ31の反エンジン側において同じくタービンシャフト27上に遊嵌合された大径のラージサンギヤ32と、上記smallサンギヤ31に噛み合わされた複数個のショートピニオンギヤ33と、エンジン側の半部が該ショートピニオンギヤ33に噛合され、反エンジン側の半部が上記ラージサンギヤ32に噛合されたロングピニオンギヤ34と、該ロングピニオンギヤ34及び上記ショートピニオンギヤ33を回転自在に支持するキャリア35と、ロングピニオンギヤ34に噛合されたリングギ

ヤ36とで構成されている。

【0025】そして、上記タービンシャフト27とsmallサンギヤ31との間に、フォワードクラッチ41と第1ワンウェイクラッチ51とが直列に介設され、またこれらのクラッチ41、51に並列にコーストクラッチ42が介設されているとともに、タービンシャフト27とキャリア35との間には3-4クラッチ43が介設され、さらに該タービンシャフト27とラージサンギヤ32との間にリバースクラッチ44が介設されている。また、上記ラージサンギヤ32とリバースクラッチ44との間にはラージサンギヤ32を固定するバンドブレーキでなる2-4ブレーキ45が設けられているとともに、上記キャリア35と変速機ケース9との間には、該キャリア35の反力を受け止める第2ワンウェイクラッチ52と、キャリア35を固定するローリバースブレーキ46とが並列に設けられている。そして、上記リングギヤ36が出力ギヤ12に連結され、該出力ギヤ12から差動装置5を介して左右の前輪2a、2bに回転が伝達されるようになっている。

【0026】ここで、上記各クラッチやブレーキ等の摩擦締結要素41～46及びワンウェイクラッチ51、52の作動状態と変速段との関係をまとめると、次の表1に示すようになる。

【0027】

【表1】

レンジ		フォワード クラッチ (41)	コースト クラッチ (42)	3-4 クラッチ (43)	リバース クラッチ (44)	2-4 ブレーキ (45)	ローリバース ブレーキ (46)	ワンウェイクラッチ	
								第1(51)	第2(52)
P									
R					○		○		
N									
D	1速	○						○	○
	2速	○				○		○	
	3速	○	○	○				○	
	4速	○		○		○			
S	1速	○						○	○
	2速	○	○			○		○	
	3速	○	○	○				○	
L	1速	○	○				○	○	○
	2速	○	○			○		○	

さらに、上記エンジン3及び自動変速機4を統合制御するコントロールユニット（以下、ECUという）70が備えられている。このECU70は、当該自動車1の車速を検出する車速センサ71からの信号、エンジン3の

スロットルバルブの開度を検出するスロットルセンサ72からの信号、エンジン3の吸入空気量を検出するエアフローセンサ73からの信号、エンジン回転数を検出するエンジン回転センサ74からの信号、エンジン3の冷

却水温度（エンジン水温）を検出する水温センサ 7 5 からの信号、トルクコンバータ 2 0 の出力回転数（タービン回転数）を検出するタービン回転センサ 7 6 からの信号、セレクトレバー 1 3 によるシフト位置（レンジ）を検出するシフト位置センサ 7 7 からの信号などを入力して、自動変速機 4 に対しては、油圧制御ユニット 6 0 に備えられた変速用ソレノイドバルブ 6 1...6 1 による変速制御と、同じく油圧制御ユニット 6 0 に備えられたデューティソレノイドバルブ 6 2 によるライン圧制御を行なうとともに、エンジン 3 に対しては点火プラグ 7...7 に対する点火制御などを行なうようになっている。

【0028】ここで、上記油圧制御ユニット 6 0 におけるライン圧制御部分の構成について説明する。

【0029】図 3 に示すように、上記オイルポンプ 1 1 から吐出される作動油の圧力を所定のライン圧に調整するレギュレータバルブ 6 3 と、該レギュレータバルブ 6 3 に制御圧を供給するスロットルモデュレータバルブ 6 4 とが備えられている。このスロットルモデュレータバルブ 6 4 には、上記オイルポンプ 1 1 から作動油が吐出されるメインライン 6 5 から該作動油を一定圧に減圧するレデュシングバルブ 6 6 を介して導かれた一定圧ライン 6 7 が接続されているとともに、該モデュレータバルブ 6 4 から上記レギュレータバルブ 6 3 の一端に設けられた増圧ポート 6 3 a に増圧ライン 6 8 が導かれている。また、該スロットルモデュレータバルブ 6 4 の一端の制御ポート 6 4 a には、上記一定圧ライン 6 7 から分岐されたパイロットライン 6 9 が接続されている。

【0030】そして、このパイロットライン 6 9 に、図 1 に示したライン圧制御用のデューティソレノイドバルブ 6 2 が設置されて、該デューティソレノイドバルブ 6 2 のデューティ率に応じたパイロット圧が上記スロットルモデュレータバルブ 6 4 の制御ポート 6 4 a に導入されることにより、上記一定圧ライン 6 7 から供給された一定圧が、該パイロット圧ないし上記デューティ率に応じた圧力に調整された上で、増圧ライン 6 8 を介してレギュレータバルブ 6 3 の増圧ポート 6 3 a に供給されるようになっている。したがって、このレギュレータバルブ 6 3 によって圧力が調整されたライン圧は上記デューティ率に応じた圧力となる。

【0031】次に、この実施形態に係る変速時のライン圧制御を、図 4 のフローチャートを参照して説明する。

【0032】すなわち、ECU 7 0 はステップ S 1 で各種信号を読み込んだ上で、ステップ S 2 を実行して変速指令がダウンシフトか否かを判定する。変速指令がダウンシフトであると判定したときには、ステップ S 3 に進んで、図 5 に示すように予め車速 V_s とスロットル開度 θ をパラメータとして設定された運転領域のマップに、現実の車速 V_{s1} とスロットル開度 θ_1 とを照らし合

$$N_{to} = N_{ts} \cdot G_o / G_s$$

ここで、 G_o は変速前のギヤ比、 G_s は変速後のギヤ比

せることにより、これらが示す当該自動車 1 の運転状態 S_1 (V_{s1} , θ_1) が上記運転領域マップに設定されたノーロード領域 Z_{n1} に属するか否かを判定する。すなわち、上記ダウンシフト変速が、エンジン 3 のスロットルバルブが全閉状態で行なわれるマニュアルダウン変速か、当該自動車 1 の停車直前に行なわれるコースティングダウン変速かどうか判定するのである。ここで、上記運転領域マップにおいては、右上がりの曲線で示したロードライン L の下側がノーロード領域 Z_{n1} とされ、またロードライン L の上側がロード領域 Z_1 とされている。

【0033】ECU 7 0 は、上記ステップ S 3 において当該自動車 1 の運転状態 S_1 がノーロード領域 Z_{n1} に属すると判定したときには、ステップ S 4 を実行することにより、図 6 に示すようにエンジン回転数 N_e とエンジン水温 T_w をパラメータとして予め設定されたエンジン 3 の逆駆動トルク（以下、「エンブレトルク」という） T_{eb} のマップに、現時点のエンジン回転数 N_{e1} とエンジン水温 T_{w1} とを当てはめて、これらに対応するエンブレトルク T_{eb1} を読み取る。ここで、上記エンブレトルクのマップにおいては、エンジン回転数 N_e を固定した場合に、エンジン水温 T_w が低くなるほどエンブレトルク T_{eb} が大きくなるように設定されている。

【0034】ECU 7 0 は、ステップ S 5 を実行して、図 7 に示すように予めエンブレトルク T_{eb} をパラメータとして設定されたエンブレトルク油圧 P_{eb} のマップに、上記ステップ S 4 で求めたエンブレトルク T_{eb1} を当てはめて、このエンブレトルク T_{eb1} に対応するエンブレトルク油圧 P_{eb1} を読み取った後、ステップ S 6 を実行して、図 8 に示すように、変速判定時点のタービン回転数（初期タービン回転数） N_{ts} と上記エンブレトルク T_{eb} をパラメータとして予め設定した目標変速時間 T_{sm} のマップに、現時点の初期タービン回転数 N_{ts1} とエンブレトルク T_{eb1} とを当てはめて、これらに対応する目標変速時間 T_{sm1} を読み取る。ここで、上記目標変速時間のマップにおいては、初期タービン回転数 N_{ts} が大きいほど、またエンブレトルク T_{eb} が大きいほど目標変速時間 T_{sm} が長くなるように設定されている。

【0035】次いで、ECU 7 0 はステップ S 7 を実行してタービン回転数 N_t の目標回転変化率 R_{tm} を算出する。

【0036】すなわち、ECU 7 0 は、次の関係式（1）に従って変速後の予測タービン回転数 N_{to} を算出する。

$$\begin{aligned} & \text{【0037】} \\ & \dots (1) \end{aligned}$$

を示す。

【0038】そして、ECU70は上記予測タービン回転数 N_{to} と初期タービン回転数 N_{ts} と上記目標変速時間 T_{sm} とを次の関係式(2)に代入することにより

$$R_{tm} = (N_{to} - N_{ts}) / T_{sm} \quad \dots (2)$$

次に、ECU70は、ステップS8を実行して、図9に示すように予め目標回転変化率 R_{tm} をパラメータとして設定したイナーシャ油圧 P_i のマップに、上記ステップS7で算出した目標回転変化率 R_{tm1} を当てはめて、このイナーシャ油圧 P_i に対応する吸収イナーシャ油圧 P_{i1} を読み取る。

【0040】そして、ECU70はステップS9を実行

$$P_o = P_{eb} + P_i$$

一方、ECU70は、上記ステップS2において変速指令がダウンシフトでないと判定したとき、あるいはステップS3において当該自動車1の運転状態がノーロード状態でないと判定したときには、ステップS11に移って通常の変速時油圧を演算する。

$$\Delta N_t = N_{ts} - N_{to}$$

$$T_t = (N_{ts} / N_{es}) \cdot T_e \cdot t \quad \dots (4)$$

ここで、 N_{es} は変速判定時のエンジン回転数、 T_e はエンジントルク、 t はトルクコンバータ20のトルク増大比を示す。

【0044】その場合に、エンジントルク T_e は次のようにして求められる。

$$T_e = -A \cdot (I_g - B)^2 + C$$

ここで、 A 、 B 、 C はエンジンの運転状態に応じて変化する係数であって、図11、図12、図13に示すように、それぞれエンジン回転数 N_e と空気充填効率 C_e をパラメータとするマップとして予め設定されている。ECU70は、まずエンジン回転数 N_e と吸入空気量 Q とから現時点の空気充填効率 C_{e1} を求めるとともに、この空気充填効率 C_{e1} と現時点のエンジン回転数 N_{e1} とを用いて上記各マップから現時点のエンジンの運転状態に対応した係数 A_1 、 B_1 、 C_1 を求める。そして、これらの係数 A_1 、 B_1 、 C_1 と現時点の点火時期 I_g

$$R_{tm} = \Delta N_t / T_{sm}$$

そして、ECU70は、タービントルク T_t と目標回転変化率 R_{tm} とに基づいて変速時目標トルク T_m を求めた上で、この変速時目標トルク T_m に対応する入力トルク油圧 P_t を設定する。

【0049】また、ECU70は上記目標回転変化率 R

$$P_o = P_t + P_i$$

このような構成によれば次のような作用が得られる。

【0051】すなわち、当該自動車の走行状態が逆駆動状態のときにダウンシフトが行なわれるものとする、図14(b)の矢印(ア)で示すように、ダウンシフト指令が発生した時点で変速時の油圧制御に移行し、同図(d)に示すようにエンジン回転数 N_e とエンジン水温 T_w とからエンブレトルク T_{eb} が推定されるとともに、このエンブレトルク T_{eb} と変速判定時点における

上記目標回転変化率 R_{tm} を算出するのである。

【0039】

して、上記エンブレトルク油圧 P_{eb} とイナーシャ油圧 P_i とから次の関係式(3)に従って変速時目標油圧 P_o を演算した後、ステップS10を実行して変速時目標油圧 P_o が得られるように油圧制御ユニット60にライン圧制御信号を出力する。

【0041】

$$\dots (3)$$

【0042】すなわち、ECU70は、次の関係式(4)に従って変速前後のタービン回転数 N_t の回転変化量 ΔN_t を算出するとともに、関係式(5)に従ってタービントルク T_t を算出する。

【0043】

$$\dots (4)$$

$$\dots (5)$$

【0045】すなわち、正駆動状態でのエンジントルク T_e は、図10に示すように点火時期 I_g についての2次関数として近似することができ、これを式で示せば次の近似式(6)となる。

【0046】

$$\dots (6)$$

とを上記式(6)に代入することによりエンジントルク T_e を算出する。これにより、実際のエンジントルク T_e が精度よく求められることになる。

【0047】次に、ECU70は、例えばタービントルク T_t と回転変化量 ΔN_t とに基づいて目標変速時間 T_{sm} を算出した上で、この目標変速時間 T_{sm} と上記回転変化量 ΔN_t とから次の関係式(7)に従って目標回転変化率 R_{tm} を演算する。

【0048】

$$\dots (7)$$

t_m に基づいてイナーシャ油圧 P_i を設定した上で、次の関係式(8)に従って、このイナーシャ油圧 P_i と上記入力トルク油圧 P_t とから変速時目標油圧 P_o を算出することになる。

【0050】

$$\dots (8)$$

初期タービン回転数 N_{ts} とから、同図(e)に示すように目標変速時間 T_{sm} が設定されることになる。そして、この目標変速時間 T_{sm} と変速判定時のタービン回転数 N_t の回転変化量 $\Delta N_t (=N_{to} - N_{ts})$ とから、同図(g)に示すようにタービン回転数 N_t の目標回転変化率 R_{tm} が演算されるとともに、この目標回転変化率 R_{tm} に基づいて、同図(h)に示すようにイナーシャ油圧 P_i が設定されることになる。

【0052】一方、上記エンブレトルク T_{eb} が、時間の経過に伴って図14(d)の矢印(i)で示すように変化することから、該エンブレトルク T_{eb} に基づいて設定されるエンブレトルク油圧 P_{eb} も、同図(i)の矢印(u)で示すように変化する。したがって、このエンブレトルク油圧 P_{eb} と上記イナーシャ油圧 P_i とから求められる出力圧 P_o が、図14(j)に示すように変化することになる。

【0053】このように、逆駆動状態でのシフトダウン変速時の作動圧(出力圧 P_o)が、エンブレトルク油圧 P_{eb} とイナーシャ油圧 P_i とに基づいて設定されるようになっているので、作動圧が相対的に低すぎることによる変速時間の長時間化が回避され、これにより変速フィーリングの悪化が防止されることになる。

【0054】また、上記したように、エンブレトルク T_{eb} が大きいほど変速時間が長くなるように目標変速時間 T_{sm} が設定されるようになっているので、エンブレトルク T_{eb} が効果的に吸収されることになる。

【0055】

【発明の効果】以上のように、本発明によれば、当該自動車の走行状態が逆駆動状態のときには、変速機構の入力側回転数とエンジンの冷却水温度とに基づいてエンジンの逆駆動トルクを推定し、その逆駆動トルクと変速判定時における変速機構の入力側回転数とに基づいて目標変速時間を設定して、該目標変速時間と変速判定時の変速機構の入力側回転数の変化量とから入力側回転数の目標回転変化率を演算して、その目標回転変化率に基づいてイナーシャ油圧を設定する一方、上記エンジン逆駆動トルクに応じてエンジン逆駆動トルク油圧を設定して、そのエンジン逆駆動トルク油圧と上記イナーシャ油圧とに基づいて当該摩擦締結要素に供給する目標油圧を設定するようになっているので、逆駆動状態における変速時の作動圧が適切に設定されることになって、シフトダウン変速時に作動圧が相対的に低すぎることによる変速時間の長時間化が回避され、これにより変速フィーリングの悪化が防止されることになる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 エンジン及び自動変速機の制御システム図である。

【図2】 自動変速機の骨子図である。

【図3】 油圧制御ユニットのライン圧制御部分を示す油圧回路図である。

【図4】 変速時のライン圧制御を示すフローチャート図である。

【図5】 当該自動車の駆動状態を求めるマップである。

【図6】 エンブレトルクを求めるマップである。

【図7】 エンブレトルク油圧を求めるマップである。

【図8】 目標変速時間を求めるマップである。

【図9】 イナーシャ油圧を求めるマップである。

【図10】 エンジントルクの点火時期に対する特性図である。

【図11】 エンジントルクの近似式における係数 A_1 を求めるマップである。

【図12】 エンジントルクの近似式における係数 B_1 を求めるマップである。

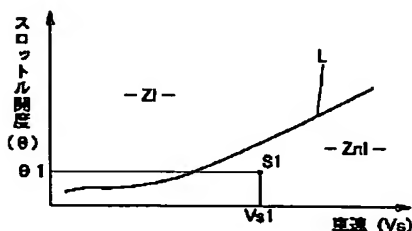
【図13】 エンジントルクの近似式における係数 C_1 を求めるマップである。

【図14】 実施形態の作用を示すタイムチャート図である。

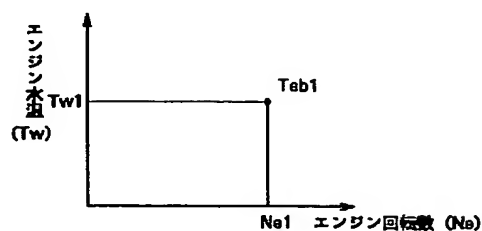
【符号の説明】

1	自動車
2 a. 2 b	前輪
3	エンジン
4	自動変速機
3 0	変速機構
6 0	油圧制御ユニット
6 2	デューティソレノイドバルブ
7 0	E C U
7 1	車速センサ
7 2	スロットルセンサ
7 4	エンジン回転センサ
7 5	水温センサ
7 6	タービン回転センサ

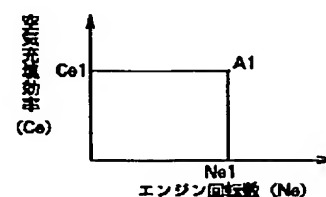
【図5】



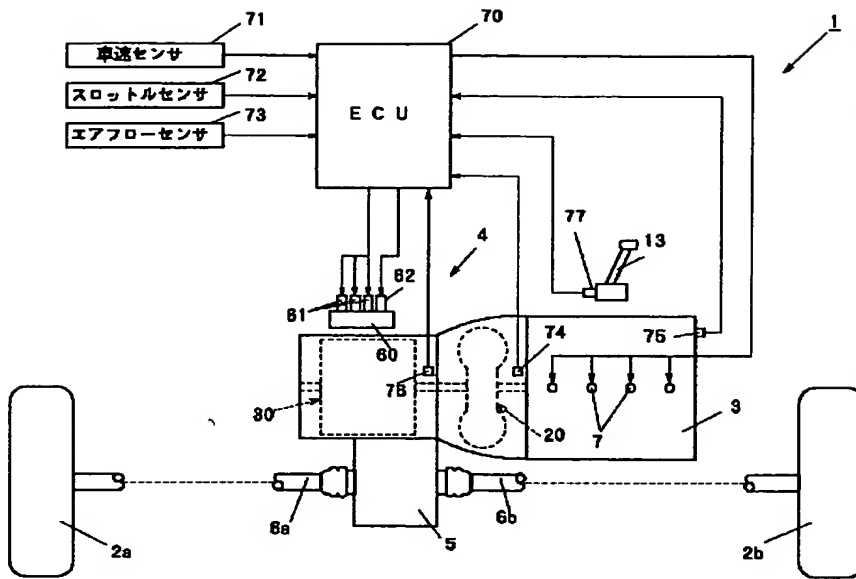
【図6】



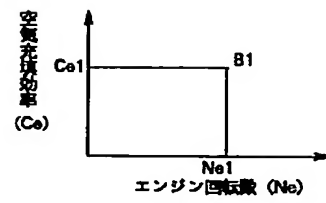
【図11】



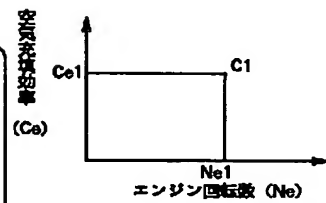
【図 1】



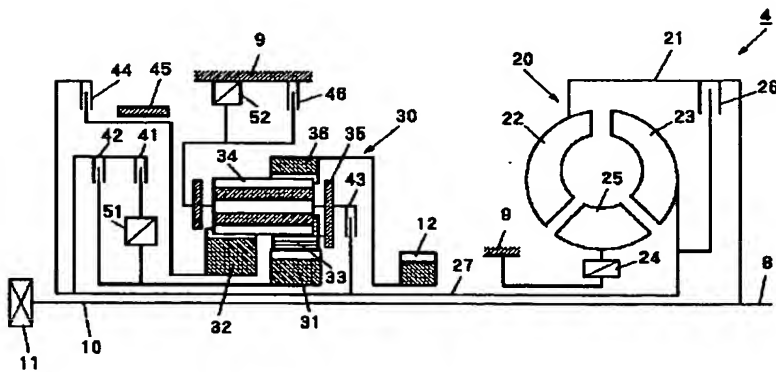
【図 1 2】



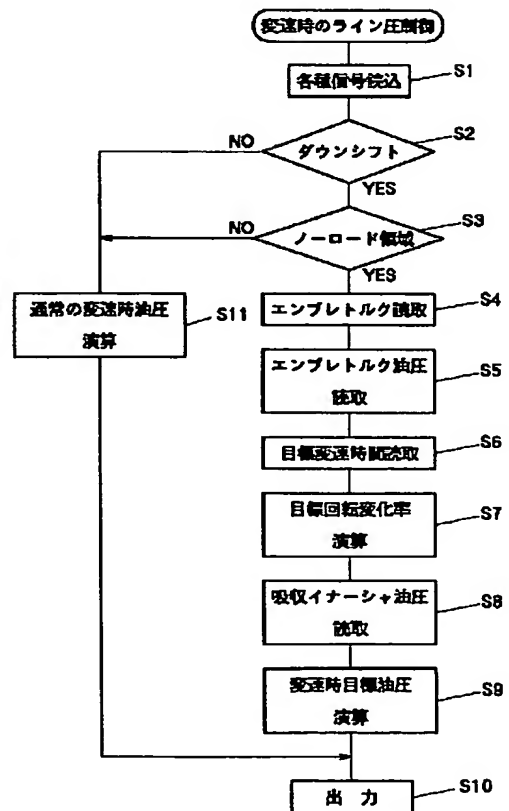
【図 1 3】



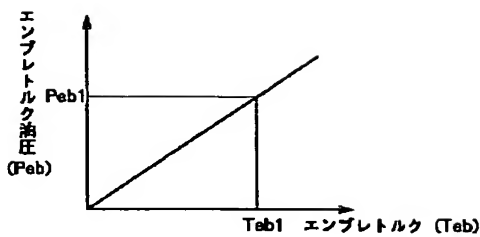
【図 2】



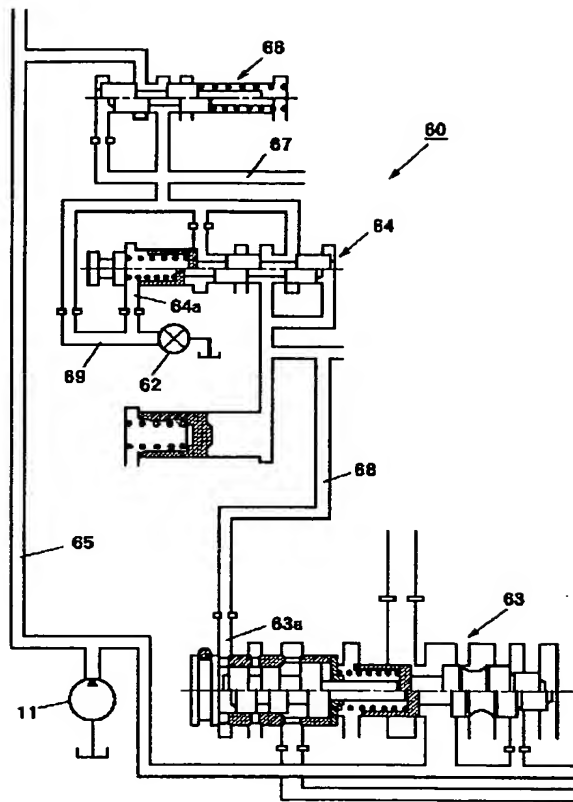
【図 4】



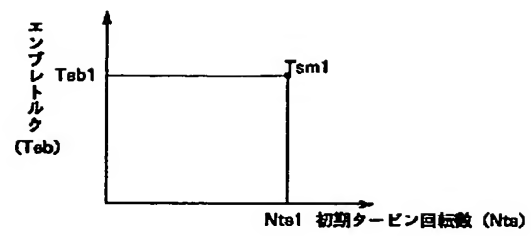
【図 7】



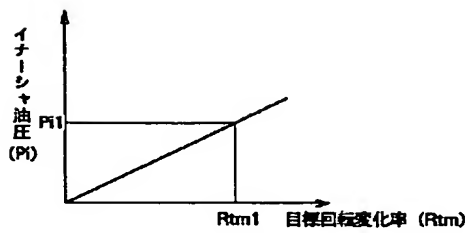
【図 3】



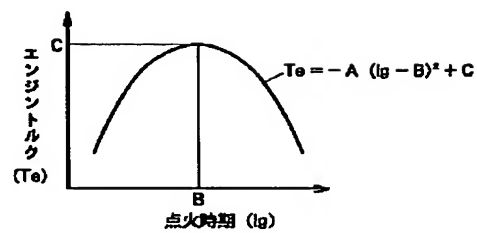
【図 8】



【図 9】



【図 10】



【図 1 4】

